

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.

## ⑫ 公開特許公報(A) 平4-43113

⑮ Int. Cl.<sup>5</sup>B 60 G 17/015  
21/073

識別記号

庁内整理番号

8817-3D  
8817-3D

⑭ 公開 平成4年(1992)2月13日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全14頁)

⑮ 発明の名称 車両用サスペンション装置

⑯ 特 願 平2-150902

⑰ 出 願 平2(1990)6月8日

⑱ 発 明 者 横 手 正 継 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑱ 発 明 者 菅 沢 深 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑱ 発 明 者 山 村 智 弘 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑲ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外3名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

車両用サスペンション装置

## 2. 特許請求の範囲

- (1) 車輪支持部材及び車体間に個別に介挿され減衰力を変更可能なショックアブソーバを備えるとともに、

車両左右のサスペンションリンク及び車体間に揺動可能に介挿された一対の複動形流体圧シリンダと、この一対の流体圧シリンダの内、一方のシリンダのシリンダ室と他方のシリンダのシリンダ室とを相互に接続する第1の管路と、この第1の管路各々に第2の管路を介して連通され且つ作動流体を弾性的に付勢する流体室と、前記第1及び第2の管路を含む流路の途中に個別に介挿された絞り弁とを有するスタビライザを備え、

前記スタビライザの内圧を車両の旋回状態に基づき制御する内圧制御手段と、この内圧制御手段が制御状態にあるときには、前記各ショックアブソーバの減衰力を直進時よりも低下させる減衰力

低下指令手段とを設けたことを特徴とする車両用サスペンション装置。

- (2) 車輪支持部材及び車体間に個別に介挿され減衰力を変更可能なショックアブソーバを備えるとともに、

車両左右のサスペンションリンク及び車体間に揺動可能に介挿された一対の複動形流体圧シリンダと、この一対の流体圧シリンダの内、一方のシリンダのシリンダ室と他方のシリンダのシリンダ室とを相互に接続する第1の管路と、この第1の管路各々に第2の管路を介して連通され且つ作動流体を弾性的に付勢する流体室と、前記第1及び第2の管路を含む流路の途中に個別に介挿された可変絞り弁とを有するスタビライザを備え、

前記可変絞り弁が発生する減衰力を車両の旋回状態に基づき制御する絞り弁制御手段と、この絞り弁制御手段が制御状態にあるときには、前記各ショックアブソーバの減衰力を直進時よりも低下させる減衰力低下指令手段とを設けたことを特徴とする車両用サスペンション装置。

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

本願発明は、車両用サスペンション装置に係り、特に、減衰力可変形のショックアブソーバと流体圧式スタビライザとを搭載した車両用サスペンション装置に関する。

## (従来の技術)

従来、この種の装置としては、例えば実開昭60-76506号記載のもの(考案の名称は「油圧式スタビライザ」)が知られている。

この従来装置は、車両左右のサスペンションアーム及び車体間の上下方向に各々介装させた片ロッド・複動形の油圧シリンダを有し、この左右の油圧シリンダ間で一方の上側シリンダ室と他方の下側シリンダ室とを油圧配管を介して交差状態で連通させ、この油圧配管の途中には夫々オリフィスを挿入するとともに、各油圧シリンダの上側シリンダ室とオリフィスとの間の油圧配管部分に、作動油を弾性的に付勢するばね機構を連通させている。一方、各車輪支持部材及び車体間にはスト

ことである。

## (課題を解決するための手段)

上記課題を解決するため、請求項(1)記載の発明は第1図(a)に示す如く、車輪支持部材及び車体間に個別に介挿され減衰力を変更可能なショックアブソーバを備えるとともに、車両左右のサスペンションリンク及び車体間に揺動可能に介挿された一対の複動形流体圧シリンダと、この一対の流体圧シリンダの内、一方のシリンダのシリンダ室と他方のシリンダのシリンダ室とを相互に接続する第1の管路と、この第1の管路各々に第2の管路を介して連通され且つ作動流体を弾性的に付勢する流体室と、前記第1及び第2の管路を含む流路の途中に個別に介挿された絞り弁とを有するスタビライザを備え、前記スタビライザの内圧を車両の旋回状態に基づき制御する内圧制御手段と、この内圧制御手段が制御状態にあるときには、前記各ショックアブソーバの減衰力を直進時よりも低下させる減衰力低下指令手段とを設けている。

また請求項(2)記載の発明は第1図(b)に示す如く、

ラット形のショックアブソーバが個別に取り付けられている。

## (発明が解決しようとする課題)

しかしながら、上述した従来装置においては、単にショックアブソーバと油圧式スタビライザとが併置され、ショックアブソーバ及びスタビライザが車両のバウンス及びロールに対して同時に作動するため、バウンス時及びロール時共にショックアブソーバの減衰力 $F_A$ 及びスタビライザの減衰力 $F_B$ が発生し、減衰力発生面からは単独の減衰機構と等価になって、それらの減衰力 $F_A$ 、 $F_B$ をロール時の操縦安定性とバウンス時の乗心地との妥協点から決定せざるを得ない状況になることから、操縦安定性と乗心地との高いレベルでの両立が困難であるという問題があった。

本願発明は、このような従来装置の有する問題に鑑みてなされたもので、その解決しようとする課題は、ショックアブソーバ及び流体圧式スタビライザを併置したシステムに対し、操縦安定性と乗心地との高いレベルでの両立を図るようにする

車輪支持部材及び車体間に個別に介挿され減衰力を変更可能なショックアブソーバを備えるとともに、車両左右のサスペンションリンク及び車体間に揺動可能に介挿された一対の複動形流体圧シリンダと、この一対の流体圧シリンダの内、一方のシリンダのシリンダ室と他方のシリンダのシリンダ室とを相互に接続する第1の管路と、この第1の管路各々に第2の管路を介して連通され且つ作動流体を弾性的に付勢する流体室と、前記第1及び第2の管路を含む流路の途中に個別に介挿された可変絞り弁とを有するスタビライザを備え、前記可変絞り弁が発生する減衰力を車両の旋回状態に基づき制御する絞り弁制御手段と、この絞り弁制御手段が制御状態にあるときには、前記各ショックアブソーバの減衰力を直進時よりも低下させる減衰力低下指令手段とを設けている。

## (作用)

請求項(1)記載の発明においては、車両がバウンスすると、各輪のショックアブソーバがそのストローク速度に応じて減衰力を発生させる。その一

方で、内圧制御手段は、旋回状態ではないとしてスタビライザを能動的には制御しない。そこで、スタビライザにおいて、左右流体圧シリンダの同位相のストロークに因り圧縮されたシリンダ室の作動流体は、そのほぼ全量が第1の管路を通過して相互に反対側シリンダの伸長されたシリンダ室に流れ込むため、スタビライザはバウンス時には殆ど減衰力を発生しない。

一方、車両のロール時にあっては、内圧制御手段が作動して、スタビライザの内圧をロール抑制方向に制御する。つまり、例えば、左右一方の側の流体圧シリンダの上側シリンダ室と他方の側の流体圧シリンダの下側シリンダ室とが同時に圧縮され、且つ、左右一方の側の流体圧シリンダの下側シリンダ室と他方の側の流体圧シリンダの上側シリンダ室とが同時に伸長される。このため、圧縮される側の作動流体は対応する第2の管路を通過して一方の流体室に流れ、伸長される側の流路には対応する流体室から第2の管路を通過して作動流体が供給される。このとき、作動流体が絞り弁を

通過するので、その絞り効果に拠ってロールに抗する減衰力が発生する。

このようにスタビライザが制御されるとき、減衰力低下指令手段が各ショックアブソーバの減衰力を下げ又は零に設定する。これにより、各ショックアブソーバで発生する減衰力がバウンス時に比べて低下する。

このため、本願発明ではバウンス時の減衰力発生は主にショックアブソーバが担当し、ロール時の減衰力発生は主にスタビライザが担当するから、バウンス時の乗心地はショックアブソーバの減衰比によって独立して決定され、ロール時の操縦安定性はスタビライザの絞り弁の減衰比によって独立して決定される。したがって、ショックアブソーバ及びスタビライザが分担する減衰特性を各々最適に設定でき、高いレベルで操縦安定性と乗心地とを両立させることができる。

また、請求項(2)記載の発明によれば、ロール時においては、各ショックアブソーバの減衰力が下げられ、スタビライザに備える可変絞り弁の減衰

力が積極的に制御されてロールが抑制される。またバウンス時においては、各ショックアブソーバの減衰力によってバウンス制御がなされる。これにより、可変絞り弁及びショックアブソーバの減衰力の使い分けがなされ、請求項(1)記載の発明と同等の作用が得られる。

〔実施例〕

(第1実施例)

以下、本願発明の第1実施例を添付図面の第2図乃至第4図に基づき説明する。なお、この第1実施例は請求項(1)記載の発明に相当する。

第2図において、2L、2Rは車両の左輪、右輪を、4は車輪支持部材を、6は車体を夫々示す。車輪支持部材4にはサスペンションリンク8の一端が揺動可能に連結され、このサスペンションリンク8の他端は車体6に揺動可能に連結されている。

車輪支持部材4及び車体6間には、車両用サスペンション装置9が装備されており、このサスペンション装置9は、サスペンションリンク8と車

体6との間に設けられた減衰力可変形のショックアブソーバ10及びコイルスプリング12と、サスペンションリンク8と車体6との間にアクチュエータ部分が設けられたスタビライザ14とを備えている。

この内、減衰力可変形のショックアブソーバ10は、従来周知の如く、内蔵する電動モータに供給される制御信号CSに応じてオリフィスの流路面積が変更され、発生する減衰力を大小に変更できるようにになっている。

また、スタビライザ14は、左右輪のサスペンションリンク8及び車体6間に設けたスタビライザ本体14Aと、このスタビライザ本体14Aによる旋回時のロール剛性を制御する制御部14Bとを備えている。

スタビライザ本体14Aは、流体圧シリンダとしての油圧シリンダ20L、20Rと、固定減衰係数の絞り弁22A、22Bと、流体室としてのアキュムレータ24A、24Bと、開閉弁としての電磁切換弁25とを有し、これらの各要素が第

1の油圧配管(第1の管路)26A、26B及び第2の油圧配管(第2の管路)28A、28Bによって相互に接続された構造になっている。

油圧シリンダ20L、20Rの夫々は、シリンダチューブ20aと、このシリンダチューブ20a内を一端側のシリンダ室U(第1シリンダ室)及び他端側のシリンダ室L(第2シリンダ室)に分離し且つチューブ内を摺動可能なピストン20bと、このピストン20bに固設され軸両方向に延びるピストンロッド20cとを有した両ロッド、複動形に構成されている。このような構造を有する油圧シリンダ20L、20Rは、各々、ピストンロッド20cの下方の端部がサスペンションリンク8に取り付けられ、上方の端部がフリーな状態に置かれるとともに、このフリー端側のシリンダチューブ20aの端部が車体6に摺動可能に支持され、これによって、油圧シリンダ20L、20Rが左右のパネ上、パネ下間に各々立設されている。

そして、左輪側油圧シリンダ20Lの上側シリ

ンダ室Uが第1の油圧配管26Aを介して右輪側油圧シリンダ20Rの下側シリンダ室Lに接続され、左輪側油圧シリンダ20Lの下側シリンダ室Lが第1の油圧配管26Bを介して右輪側油圧シリンダ20Rの上側シリンダ室Uに接続され、これにより、相互にクロス接続の状態にある。また、第1の油圧配管26A、26Bの途中位置には、夫々、第2の油圧配管28A、28Bが接続されている。この第2の油圧配管28A、28Bはアキュムレータ24A、24Bに各々接続されるとともに、その配管28A、28Bの途中に前述した絞り弁22A、22Bが個別に介装されている。

さらに、第1の油圧配管26A、26B夫々の途中位置は電磁切換弁25を介して相互に接続されている。この電磁切換弁25は、2ポート2位置の常開弁で成り、そのソレノイドには後述するコントローラからソレノイド制御信号Sが入力するようになっている。

一方、前記制御部14Bは、シリンダ内圧を制御するアクチュエータとしてのコントロールシリ

ンダ30と、このコントロールシリンダ30に接続される第3の油圧配管32A、32Bと、コントロールシリンダ30を駆動する電動モータ34とを備えるとともに、コントローラ36、横加速度センサ38を備える。

この内、コントロールシリンダ30は前述した油圧シリンダ20L、20Rと同様に、両ロッド、複動形に構成されており、シリンダチューブ30aと、このシリンダチューブ30a内を2つのシリンダ室R1、R2に分離し且つチューブ内を摺動可能なピストン30bと、このピストン30bに固設され軸両方向に延びるピストンロッド30cとを有している。この内、シリンダ室R1、R2は第3の油圧配管32A、32Bを介して、第2の油圧配管28A、28Bに各々連通している。また、ピストンロッド30cの一端はフリーな状態に置かれ、他端にラック30dが形成されている。このラック30dには電動モータ34のピニオン34aが噛み合うようになっている。

さらに、横加速度センサ38は車体の所定位置

に設置され、慣性力の方向に応じた正負の横加速度信号Gを電圧信号の形で検出し、コントローラ36に供給する。

コントローラ36は本実施例ではマイクロコンピュータ及びモータ駆動回路、ソレノイド駆動回路などを有し、横加速度センサ38の検出信号Gを入力して後述する第3図の処理を行い、電動モータ34を駆動するモータ駆動信号i及び切換弁25を切り換えるソレノイド制御信号Sを出力するようになっている。なお、電動モータ34には図示しない回転角センサが取り付けられ、このセンサからのモータ回転位置信号θRがコントローラ36に供給され、モータの回転位置制御に供される。

次に、本実施例の動作を説明する。

最初に、コントローラ36のマイクロコンピュータで実行される第3図の処理を説明する。第3図の処理は電源オンと共に起動するものである。これを説明すると、同図ステップ①において、コントローラ36のマイクロコンピュータは横加速

度センサ38の検出信号Gを読み込み、その値を記憶した後、ステップ②に移行する。ステップ②では、スタビライザ14を制御する必要があるかを判断するために、横加速度 $G=0$ か否かを判断する。この判断で「YES」の場合はステップ③に移行し、ソレノイド駆動信号Sをオフとして電磁切換弁25を「閉」状態とする。これにより、第1の油圧配管26A、26Bが相互に連通状態となる。

次いでステップ④に移行し、コントローラ36は通常走行時におけるショックアブソーバ10の減衰力指令を行う。これにより、各ショックアブソーバ10は走行状態に応じて予め設定された減衰力のソフト、ミディアム、ハードの減衰特性を呈するから、直進時の車体の揺動が抑えられる。この後、ステップ①に戻り、旋回状態になって横加速度が発生するまで上述した制御が繰り返される。

一方、ステップ②の判断で「NO」の場合は、スタビライザ14を制御する必要があるとして、

このようにステップ⑦にてモータ回転角指令値 $|\theta_n|$ が設定されると、ステップ⑧に移行して、ステップ①の読み込み値Gの符号から車両が右旋回か否かを判断する。この判断において「YES」の場合は、ステップ⑨～⑪の処理を行う。つまり、マイクロコンピュータはステップ⑨でモータ右回転（第2図中で時計回転方向）に対応した向きのモータ駆動信号Iを出力する。次いで、ステップ⑩ではモータ回転位置信号 $\theta_R$ を入力し、ステップ⑪では入力信号 $\theta_R$ を用いて電動モータ34が右方向に指令値 $\theta_n$ 分だけ回転したか否かを判断する。そして、「NO」の場合はステップ⑨～⑪の処理を繰り返し、「YES」の場合はステップ⑫でモータ回転を中止させた後、ステップ①に戻る。これによって、電動モータ34は指令値 $\theta_n$ だけ右方向に回転する。

一方、ステップ⑧にて「NO」の判断時には、ステップ⑬～⑮、⑫の処理を、ステップ⑨～⑪と同様に行う。これによって、電動モータ34は指令値 $\theta_n$ だけ左方向に回転する。

ステップ⑤に移行する。このステップ⑤ではステップ③と反対にソレノイド制御信号Sをオンにする。これにより、電磁切換弁25が「開」状態となって、第1、第2の油圧配管26A、26B同士が遮断される。

次いで、マイクロコンピュータはその処理をステップ⑥に進める。このステップ⑥では、各ショックアブソーバ10内のオリフィスの流路径が所定値まで実質的に拡大する制御信号CSを電動モータに出力し、ピストン速度に比例して発生する減衰力を、通常走行時の「ソフト」な減衰力よりも更に低い値まで低下させる。つまり、旋回時にはショックアブソーバ10に拠って発生される減衰力が、直進時よりも小さな値となる。

この後、ステップ⑦に移行して、第4図中の曲線に対応して予め格納されている特性マップを参照し、ステップ①での読み込み値Gに対応したモータ回転角指令値 $|\theta_n|$ を算出する。この回転角指令値 $|\theta_n|$ は、横加速度Gの増加に応じて大きくなるものである。

本実施例では、第3の油圧配管32A、32B、コントロールシリンダ30、電動モータ34、電磁切換弁25、横加速度センサ38、及び第3図ステップ①、②、⑤、⑦～⑮の処理が内圧制御手段を構成し、第3図ステップ⑥の処理が減衰力低下指令手段を構成している。

次に、本実施例の全体動作を説明する。

車両が凹凸の無い良路を直進しているものとすると、横加速度センサ38の検出信号Gが零であるから、第3図のステップ②～④の処理によって、スタビライザ14の能動制御は中止される。即ち、電動モータ34への回転指令はなされず、ソレノイド制御信号S=オフとなって電磁切換弁25が開（連通）状態に制御される。このため、コントロールシリンダ30のピストン位置30bは中立位置を保持し、且つ、スタビライザ14の各配管及びシリンダ室U、Lが同圧に保持されている。

そして、この直進状態では、車輪2L、2Rにバウンド、リバウンドが生じないので、左右の油圧シリンダ20L、20Rのストローク変化も発

生せず、配管26A、26B、28A、28B内に作動油の流れが生じない。したがって、絞り弁22A、22Bのオリフィス及び第1、第2の油圧配管26A、26B、28A、28Bの流路抵抗に因り減衰力が発生することも無い。

この直進中に、片方の車輪2L(2R)のみが突起乗越し等によってストローク変動を生じたとする。この場合には、横加速度Gは殆ど零であるから、前述と同様にコントロールシリンダ30は中立状態にあり、電磁切換弁25の開状態が維持されて内圧非制御状態にある。このため、ストローク変動を生じた輪のショックアブソーバ10はその時点で指令されている減衰比に基づく減衰力を発生させ(第3図ステップ④参照)、直進時の揺動を的確に吸収する。

このショックアブソーバ10の減衰制御に並行して、スタビライザ14において例えば油圧シリンダ20L(20R)がストローク縮小し、これによって、その上側シリンダ室Uが圧縮されて作動油が流れ出たとする。しかし、油圧シリンダ2

0L(20R)が両ロッド形であるため、圧縮された容積と同じ分だけ下側シリンダ室Lが同時に拡張され、上側シリンダ室Uから流れ出た作動油は電磁切換弁25を介して同一シリンダの下側シリンダ室Rに全て吸収される。即ち、作動油が絞り弁22A(22B)を通過することが無いので、この絞り弁22A(22B)に因る減衰力は発生せず、第1の油圧配管26A、26Bの小さな流動抵抗のみによる微小な減衰力発生に止められる。このため、路面からの振動がスタビライザ14を介して車体に伝達されることによる、乗心地の悪化も防止される。

さらに、直進状態において、路面凹凸によって両輪にバウンスが生じたとする。この場合も横加速度検出値Gはほぼ零であるから、コントローラ36はスタビライザ14の能動制御中止を維持する。そこで、各輪のショックアブソーバ10はその時点で指令されている減衰比に応じた減衰力を発生させ、車体振動を的確に減衰させる。

このショックアブソーバ10によるバウンス制

御とともに、仮に、凸部通過によって車輪2L、2Rがバウンドし、油圧シリンダ20L、20Rのピストン20bが共に車体上方に移動しようすると、上側シリンダ室Uが共に同時に圧縮されるとともに、下側シリンダ室Lが共に同時に拡張される。これにより、上側シリンダ室U内の作動油は互いに第1の油圧配管26A(26B)を通過して自己及び反対側シリンダの下側シリンダ室Lに流れ込む。しかし、上側、下側シリンダ室U、Lの容積変化量が両ロッド形のために互いに等しいので、第2の油圧配管28A、28B内の油量変化は生じない。これは、凹部通過によって車輪2L、2Rがリバウンドし、下側シリンダ室Lが共に圧縮された場合も同様である。したがって、バウンド、リバウンド時共に作動油が絞り弁22A、22Bを通過しないから、スタビライザ14に因る減衰力は殆ど発生せず、バネ反力も生じない。これによって、従来のようにバウンスを伴う不整路走行に起因して絞り弁22A、22Bが生じる減衰力は小さく、スタビライザ14により乗

心地が損なわれることもない。

さらに、上述の直進状態から良路での旋回状態に移行したとする。この旋回が例えば右旋回であって、車両後ろ側からみて左輪2L側が沈み込み、右輪2R側が浮き上がる方向のロール(第2図中の矢印A参照)が発生しようとしたとする。この旋回に際して、横加速度センサ38は慣性力を検知して旋回方向に応じて正負の横加速度信号Gをコントローラ36に出力する。そこで、コントローラ36は第3図のステップ②の判断に基づいて、今度は、各輪のショックアブソーバ10の減衰比を通常走行時よりも格段に低い値に設定し(第3図ステップ⑥参照)、各ショックアブソーバ10に拠って減衰力が殆ど発生しない状態にする一方で、スタビライザ14の能動制御を開始する。つまり、電磁切換弁25を閉とし、第1の油圧配管26A、26B相互を遮断させ、各配管26A、26Bを独立した系とする。さらに、コントローラ36では横加速度Gに対応したモータ回転指令値 $| \theta_n |$ がマップ参照によって設定され、この

指令値に対応した回転制御が指令される。これにより、電動モータ34は設定した方向(いまの例では第2図中で時計方向)に回転してピストンロッド30cを第2図中の左端方向に指令値 $\theta_n$ 分だけ移動させる。

そこで、コントロールシリンダ30のシリンダ室R1が圧縮され、その圧力上昇に因ってシリンダ室R1内部の作動油が第3の油圧配管32Aを介して第2の油圧配管28A側に流入するとともに、他方のシリンダ室R2が拡張して圧力低下状態になる。このため、第2の油圧配管28Aの内圧、即ち左輪側油圧シリンダ20Lの上側シリンダ室U及び右輪側油圧シリンダ20Rの下側シリンダ室Lの作動圧が上昇し、作動油が絞り弁22Aを介してアキュムレータ24Aに徐々に流れ込む。一方、第2の油圧配管28B側の内圧は低下しているので、他方のアキュムレータ24Bから絞り弁22Bを介して、作動油が第1、第2の油圧配管26A、28A及び左輪側油圧シリンダ20Lの下側シリンダ室L、右輪側油圧シリンダ2

0Rの上側シリンダ室Uに徐々に供給される。

このとき、左輪側油圧シリンダ20Lでは上側、下側シリンダ室U、L間の差圧に拠って車体沈み込みに抗する力が発生するとともに、絞り弁22Aの絞り効果に拠って減衰力が発生する一方、右輪側油圧シリンダ20Rでは上側、下側シリンダ室U、L間の差圧に拠って車体浮き上がりに抗する力が発生するとともに、絞り弁22Bの絞り効果に拠って減衰力が発生する。これにより、図中のA方向のロールに抵抗するモーメントが生じて、ロールが事前に且つ積極的に抑制される。このモーメントは旋回中の変化する横加速度Gの大きさに応じてきめ細かく調整されるから、ロール角が的確に抑制される。そして、旋回が終了すると、前述した直進走行に対応した中立状態に自動復帰する。

左旋回の場合には、上述した動作が左右反対になるものの同一である。

さらに、凹凸のある悪路で旋回したとする。この場合も、コントローラ36は第3図ステップ⑧

の処理によって各ショックアブソーバ10による減衰力を著しく低くする一方、スタビライザ14を前述と同様に積極的に制御する。そして、路面からの凹凸により左右同相の振動入力があると、この振動入力により、ロール抑制状態に重畳した状態で、油圧シリンダ20L、20Rのストロークが上下動し、前述と同様に反対側シリンダの上側、(下側)シリンダ室U(L)との作動油往来によって吸収する。係る凹凸路に因る油圧シリンダ20L、20Rの上下動が片輪のみ又は左右逆相の場合には、前述したロール抑制状態に重畳した状態で、作動油が絞り弁22A、22Bを介してアクチュエータ24A、24Bとの間で往来し、緩衝効果が得られる。

以上のように本実施例においては、車両のロール時はスタビライザ14の減衰力 $F_s$ によりロールを抑制し、バウンス時は各ショックアブソーバ10の減衰力 $F_d$ によりバウンスを抑制するようにし、スタビライザ14及びショックアブソーバ10の主たる役割を分担させている。このため、

スタビライザ14はロール時に所望の減衰力 $F_s$ が得られるように、絞り弁22A、22Bの減衰比 $C_s$ を独立に設定でき、各ショックアブソーバ10はバウンス時に所望の減衰力 $F_d$ が得られるように減衰比 $C_d$ を独立に設定できるから、減衰比 $C_s$ 、 $C_d$ の設定に際し、従来のような操縦安定性及び乗心地双方の妥協点を探る必要はなく、各々の減衰係数を別個にしかも所望の値に設定できる。したがって、減衰比 $C_s$ 、 $C_d$ を妥協点に設定した場合に比べ、スタビライザ14のロール抑制に依る操縦安定性とショックアブソーバ10のバウンス抑制に依る乗心地向上とを格段に高精度な状態で両立させることができる。

なお、請求項(i)記載の発明における減衰力低下指令手段は、スタビライザの制御時にショックアブソーバの減衰力を殆ど零になるように制御してもよく、これにより、ショックアブソーバとスタビライザの役割分担がより明確になって、各減衰係数の設定も容易になる。

また、前述した第1実施例では横加速度センサ



を用い、このセンサにより横加速度を直接検出して、内圧制御を行う構成としたが、請求項(1)記載の発明における内圧制御手段はそのような構成に限定されるものではなく、例えば、車速検出信号と操舵角検出信号とに基づき、例えば特開昭62-293167号公報に示される手法によって横加速度を推定演算し、この推定演算値に基づき内圧制御を行う構成としてもよく、また、車速値及び操舵角、操舵角速度値から旋回状態を推定し、内圧制御を行うようにしてもよい。

#### (第2実施例)

次に、本願発明の第2実施例を添付図面の第5図乃至第7図に基づき説明する。なお、この第2実施例は請求項(2)記載の発明に相当する。

第5図において、52L、52Rは車両の左輪、右輪を、54は車輪支持部材としてのナックルを、56は車体を夫々示す。そして、ナックル54と車体56との間にはサスペンション装置58が介装されている。

サスペンション装置58は、バネ上、バネ下間

のサスペンションストラット60と、サスペンションリンクとしてのロアアーム62と、ロール剛性を発生するスタビライザ64とを備えている。サスペンションストラット60は、ナックル54の上端部と車体56との間で略車体上下方向に立設され、発生する減衰力を変更可能な減衰力可変ショックアブソーバ60Aを内蔵している。このショックアブソーバ60Aは従来周知の構成であり、内蔵する電動モータに供給される制御信号CSに応じてオリフィスの流路面積を変更でき、発生減衰力を制御できるようになっている。サスペンションストラット60のバネ上、バネ下相当位置にはコイルスプリング66が装備されている。また、各サスペンションストラット60の下端部と車体6との間にはロアアーム62が取り付けられ、このロアアーム62はナックル54の上下動に伴って車体側の揺動軸回りに揺動可能になっている。

また、スタビライザ64は第5図に示すように、流体圧シリンダとしての油圧シリンダ70L、7

0Rと、減衰力発生用の可変絞り弁72A、72B及び流体室としての油室74A、74Bとを有し、これらの各要素が第1の油圧配管76A、76B(第1の管路)及び第2の油圧配管78A、78B(第2の管路)によって相互に接続された構造になっている。

油圧シリンダ70L、70Rの夫々は、シリンダチューブ70aと、このシリンダチューブ70a内を2つのシリンダ室U、Lに分離し且つ揺動可能なピストン70bと、このピストン70bに固設され片方の軸方向に延びるピストンロッド70cとを有した片ロッド、複動形に構成され、各々の揺動部分は液密状態でシールされている。このような構造を有する油圧シリンダ70L、70Rは、各々、ピストンロッド70cの端部がロアアーム62の車輪側端に取り付けられるとともに、シリンダチューブ70aの端部が車体56に揺動可能に支持され、これによって、油圧シリンダ70L、70Rが左右のバネ上、バネ下間に各々立設されている。

そして、左輪側油圧シリンダ70Lの上側シリンダ室Uが第1の油圧配管76Aを介して右輪側油圧シリンダ70Rの下側シリンダ室Lに接続され、左輪側油圧シリンダ70Lの下側シリンダ室Lが第1の油圧配管76Bを介して右輪側油圧シリンダ70Rの上側シリンダ室Uに接続され、これにより、相互にクロス接続の状態をとる。また、第1の油圧配管76A、76Bの途中位置には、可変絞り弁72A、72Bが各々挿入されている。

可変絞り弁72A、72Bは、その電磁ソレノイドに供給されるソレノイド制御信号LSに応じてプランジャが移動し、これに付勢されてスプール弁が移動してオリフィス径が可変されるようになっている。

また、第1の油圧配管76A、76Bにおける可変絞り弁72A、72Bの挿入点よりもシリンダ寄りの所定位置には、夫々、油室74A、74Bに連通する第2の油圧配管78A、78Bが接続されている。

油室74A、74Bの各々は、シリンダチューブ

ブ74aと、このシリンダチューブ74a内で摺動可能なピストン74bと、このピストン74bを押圧する所定ばね定数のスプリング74cとを有し、シリンダチューブ74a内のスプリング74cとは反対側にシリンダ室Dが形成されている。このシリンダ室Dが第2の油圧配管78A(78B)に連通している。一方、スプリング74cは、リテーナ74eに支承され、このリテーナ74eは調節ねじ74fによって進退調整可能になっている。

さらに、上述した減衰力可変ショックアブソーバ60A、60A及び可変絞り弁72A、72Bを制御する機構として、本実施例では、横加速度センサ79及びコントローラ80を備えている。横加速度センサ79は車体に装備され、その横方向に発生する加速度に対応した信号Gをコントローラ80に出力する。コントローラ80はマイクロコンピュータを搭載して構成され、第6図の処理を行って旋回状態の判断を行い、減衰力切換の指令信号CS、LSを各ショックアブソーバ60

A及び可変絞り弁72A、72Bに出力する。

次に、本第2実施例の動作を説明する。

最初に、コントローラ80にて実行される第6図の処理を説明する。

同図ステップ①において、コントローラ80は横加速度センサ79の検出信号Gを読み込み、その値を横加速度として記憶する。次いでステップ②に移行し、ステップ①で読み込んだ横加速度Gが閾値G<sub>0</sub>に対して、 $G < G_0$ か否かを判断する。ここで、閾値G<sub>0</sub>は直進時又はこれに近い走行状態と旋回状態とを弁別可能な基準値である。

ステップ②にて「YES」と判断されたときは、直進又はこれに近い走行状態であってロール制御が必要の無い状態であるとして、ステップ③、④の処理を行う。ステップ③では、コントローラ80は可変絞り弁72A、72Bにソレノイド制御信号LSを出力し、可変絞り弁72A、72Bのオリフィスを各々開放させる。また、ステップ④では、通常走行時における4輪のショックアブソーバ60Aの減衰力指令を行う。これにより、各

ショックアブソーバ60Aは走行状態に応じて予め設定された減衰力のソフト、ミディアム、ハードの減衰特性を呈するから、直進時の車体の揺動が抑えられる。

この後、第6図の処理はそのステップ①に戻る、旋回状態になって横加速度G<sub>0</sub>以上となるまで同様の制御が繰り返される。

一方、ステップ②において「NO」、即ち横加速度 $G \geq G_0$ であると判断されたときは、ロール制御が必要な状態であるとして、ステップ⑤～⑦の処理を行う。

この内、ステップ⑤では、各ショックアブソーバ60A内のオリフィスの流路径が所定値まで実質的に拡大する制御信号CSをショックアブソーバ60Aの電動モータに出力し、減衰力が通常走行時の「ソフト」な値よりも更に低い値又は殆ど零となる状態まで低下させる。つまり、旋回時には各ショックアブソーバ60Aに拠って発生する減衰力が、直進時よりも格段に小さな値となるか又は零となる。

この後、ステップ⑥において、第7図中の曲線に対応してメモリに予め格納されている特性マップを参照し、ステップ①での読み込み値Gに対応した可変絞り弁72A、72Bに対するオリフィス径指令値Mを算出する。ここで、指令値Mは横加速度|G|の増加に反比例するように設定されている。

このように設定されたオリフィス径指令値Mは、ステップ⑦にて出力される。これによって、可変絞り弁72A、72Bの夫々には指令値Mに対応したソレノイド制御信号LSが出力され、横加速度|G|が大きくなるほど、オリフィス径が小さくなって、減衰係数C<sub>0</sub>が大きくなる。

このステップ⑦の処理が終了すると、再びステップ①に戻って上述した処理が繰り返される。

本第2実施例では、横加速度センサ79及び第6図ステップ①、②、③、④の処理が絞り弁制御手段を構成し、第6図ステップ⑤の処理が減衰力低下指令手段を構成している。

次に、本第2実施例の全体動作を説明する。

車両が凹凸の無い良路を直進しているものとすると、横加速度センサ79の検出信号Gが零であるから、第6図のステップ①～④の処理によって、スタビライザ64の可変絞り弁72A、72Bの減衰制御が中止される。即ち、可変絞り弁72A、72Bのオリフィスが殆ど開放されて、その減衰係数C<sub>1</sub>が殆ど零となる。

この直進状態では、車輪52L、52Rにバウンド、リバウンドが生じないので、左右の油圧シリンダ70L、70Rのストローク変化も発生せず、配管76A、76B、78A、78B内に作動油の流れが生じない。したがって、絞り弁72A、72B及び第1、第2の油圧配管76A、76B、78A、78Bの流路抵抗に因り減衰力が発生することも無い。

かかる直進状態において、路面凹凸によって両輪にバウンスが生じたとする。この場合も横加速度検出値Gはほぼ零であるから、コントローラ80はスタビライザ64の可変絞り弁72A、72Bに対する能動制御中止を維持する。そこで、各

輪のショックアブソーバ60Aはその時点で指令されている減衰比に応じた減衰力を発生させ、車体振動を的確に減衰させる。

このショックアブソーバ60Aによるバウンス制御と並行して行われるスタビライザ64の作動は以下のようなものである。仮に、凸部通過によって車輪52L、52Rがバウンドし、油圧シリンダ70L、70Rのピストン70bが共に車体上方に移動しようとする、上側シリンダ室Uが共に同時に圧縮されるとともに、下側シリンダ室Lが共に同時に拡張される。これにより、上側シリンダ室U内の作動油は互いに第1の油圧配管76A（76B）を通過して反対側シリンダの下側シリンダ室Lに流れ込むとともに、第2の油圧配管78A（78B）を通過して油室74A（74B）に流れ込む。しかし、今のバウンス状態にあっては、可変絞り弁72A、72Bの減衰係数C<sub>1</sub>は0であるから、両絞り弁72A、72Bは殆ど減衰力を発生しない。これは、凹部通過によって車輪52L、52Rがリバウンドし、下側シリンダ室L

が共に圧縮された場合も同様である。

このように、バウンド、リバウンド時共に可変絞り弁72A、72Bに拠る減衰力は殆ど発生しないから、かかるバウンス状態における減衰力は各ショックアブソーバ60Aにより主として賄われる。このため、スタビライザ14により乗心地が損なわれることもない。

さらに、上述の直進状態から良路での旋回状態に移行したとする。この旋回が例えば右旋回であって、車両後ろ側からみて左輪52L側が沈み込み、右輪52R側が浮き上がる方向のロール（第5図中の矢印A参照）が発生しようとしたとする。

この旋回に際して、横加速度センサ79は慣性力を検知して旋回方向に応じて正負の横加速度信号Gをコントローラ80に出力する。そこで、コントローラ80は第6図のステップ②の判断に基づいて、今度は、各輪のショックアブソーバ60Aの減衰係数を通常走行時よりも格段に低い値に設定する（第6図ステップ⑤参照）一方で、スタビライザ64の能動制御を開始する。つまり、コ

ントローラ80では横加速度Gに対応した、可変絞り弁72A、72Bのオリフィス径指令値Mがマップ参照によって設定され、この指令値Mに対応した回転制御が指令される。これにより、可変絞り弁72A、72Bのオリフィス径は共に横加速度|G|が大きいほど絞られて、大きな減衰係数C<sub>1</sub>を呈する。

これと共に、今の旋回に付勢されて、左輪側のショックアブソーバ60A及び油圧シリンダ70Lのストロークが縮小しようとし、右輪側のショックアブソーバ60A及び油圧シリンダ70Rのストロークが伸長しようとする。しかし、各ショックアブソーバ60Aの減衰係数C<sub>1</sub>は、いま、低い値又は零に変更されているので、発生する減衰力は殆ど零となる。

一方、スタビライザ64では、左輪側油圧シリンダ70Lの上側シリンダ室U及び右輪側油圧シリンダ70Rの下側シリンダ室Lが同時に圧縮され、反対に、左輪側油圧シリンダ70Lの下側シリンダ室L及び右輪側油圧シリンダ70Rの上側

シリンダ室Uが同時に拡張される。これにより、圧縮される側の油圧系の圧力が高まり、作動油が一方の油室74Aに流れ込むとともに、拡張される側の油圧系の圧力が低下し、作動油が他方の油室74Bから流れ込む。このとき、圧縮側、拡張側共に、作動油が可変絞り弁72A、72Bを通過するから、その時点の指令減衰係数C<sub>1</sub>に対応した減衰力が発生される。

このようにロール時においては、ショックアブソーバ60Aによる減衰力は殆ど零となるが、スタビライザ64の可変絞り弁72A、72Bがロール抑制のための減衰力の大部分を賄って、図中のA方向のロールに抵抗するモーメントを形成し、ロールを抑制する。このモーメントは旋回中の変化する横加速度Gの大きさに応じてきめ細かく調整されるから、ロール角が的確に抑制される。そして、旋回が終了すると、前述した直進走行に対応した中立状態に自動復帰する。

左旋回の場合には、上述した動作が左右反対になるものの同一である。

シリンダは、前述したように両ロッド形に限定されることなく、片ロッド形であってもよい。また、流体圧シリンダの車輪側、車体側取付位置を車両左右で相互に反対向きにすることもでき、これによると、流体圧シリンダを接続する管路は見かけ上、クロス接続にならず並行接続となる。

さらに、本願発明における作動流体は上述した如く作動油を用いるものに限定されることなく、例えば非圧縮性の気体を作動流体として用いるものであってもよい。

#### (発明の効果)

以上説明したように請求項(1)記載の発明は、減衰力を走行状態に応じて変更できるショックアブソーバと、ロール時にのみ絞り弁に限り減衰力を発生させ且つ旋回状態に対応して減衰力を能動的に制御できるスタビライザとを併置したサスペンション装置にあって、スタビライザの制御時にはショックアブソーバの減衰力を低下させるため、バウンス時のメインの減衰力はショックアブソーバが担い、ロール時のメインの減衰力はスタビ

ライザが担う。これにより、バウンス及びロールに対する姿勢変動抑制の役割が分担され、ショックアブソーバ及びスタビライザの減衰比を、担当した姿勢変動抑制に必要な所望値に独立して設定できるから、従来のようにショックアブソーバ及びスタビライザの減衰比を乗心地と操縦安定性とを勘案した妥協点に設定する場合に比べて、格段に高精度の操縦安定性及び乗心地を夫々得ることができ、より高いレベルでの両立化を達成できるという利点がある。

また、請求項(2)記載の発明においては、スタビライザにおけるロール抑制制御を、可変絞り弁の絞り具合によって簡便に行うことができ、これにより、簡単な構成ながら、請求項(1)記載の発明と同等の作用効果を得ることができる。

また、本願各発明に用いる複動形の流体圧シリ

ンダは、前述したように両ロッド形に限定されることなく、片ロッド形であってもよい。また、流体圧シリンダの車輪側、車体側取付位置を車両左右で相互に反対向きにすることもでき、これによると、流体圧シリンダを接続する管路は見かけ上、クロス接続にならず並行接続となる。

さらに、本願発明における作動流体は上述した如く作動油を用いるものに限定されることなく、例えば非圧縮性の気体を作動流体として用いるものであってもよい。

#### (発明の効果)

以上説明したように請求項(1)記載の発明は、減衰力を走行状態に応じて変更できるショックアブソーバと、ロール時にのみ絞り弁に限り減衰力を発生させ且つ旋回状態に対応して減衰力を能動的に制御できるスタビライザとを併置したサスペンション装置にあって、スタビライザの制御時にはショックアブソーバの減衰力を低下させるため、バウンス時のメインの減衰力はショックアブソーバが担い、ロール時のメインの減衰力はスタビ

また、請求項(2)記載の発明においては、スタビライザにおけるロール抑制制御を、可変絞り弁の絞り具合によって簡便に行うことができ、これにより、簡単な構成ながら、請求項(1)記載の発明と同等の作用効果を得ることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図(a)(b)は夫々本願発明のクレーム対応図、第2図乃至第4図は本願発明の第1実施例を示す図であって、第2図は概略構成図、第3図はコントローラでの処理の一例を示す概略フローチャー

ト、第4図はモータ回転角指令値の特性例を示すグラフである。第5図乃至第7図は本願発明の第2実施例を示す図であって、第5図は概略構成図、第6図はコントローラでの処理例を示す概略フローチャート、第7図はオリフィス径指令値の特性例を示すグラフである。

図中の主要符号は、6…車体、8…サスペンションリンク、9…車両用サスペンション装置、10…ショックアブソーバ、14…スタビライザ、20L、20R…油圧シリンダ、22L、22R…絞り弁、24L、24R…アキュムレータ、25…電磁切換弁、26A、26B…第1の油圧配管、28A、28B…第2の油圧配管、30…コントロールシリンダ、32A、32B…第3の油圧配管、34…電動モータ、36…コントローラ、38…横加速度センサ、

56…車体、58…車両用サスペンション装置、60A…ショックアブソーバ、62…ロアアーム、64…スタビライザ、70L、70R…油圧シリンダ、72A、72B…可変絞り弁、74A、7

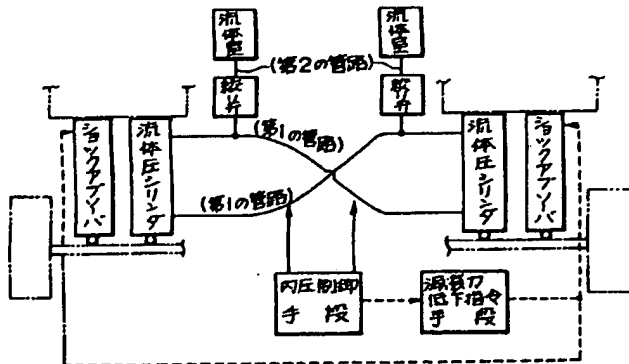
4B…油室、76A、76B…第1の油圧配管、78A、78B…第2の油圧配管、79…横加速度センサ、80…コントローラ、U…上側シリンダ室、L…下側シリンダ室、である。

特許出願人

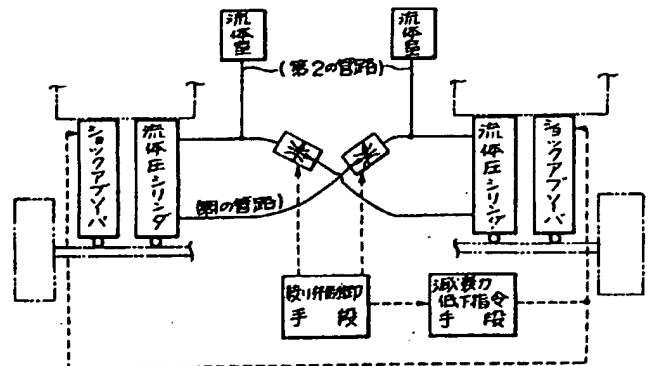
日産自動車株式会社

代理人 弁理士 森 哲也  
弁理士 内 藤 嘉 昭  
弁理士 清 水 正  
弁理士 大 賀 眞 司

第1図(a)

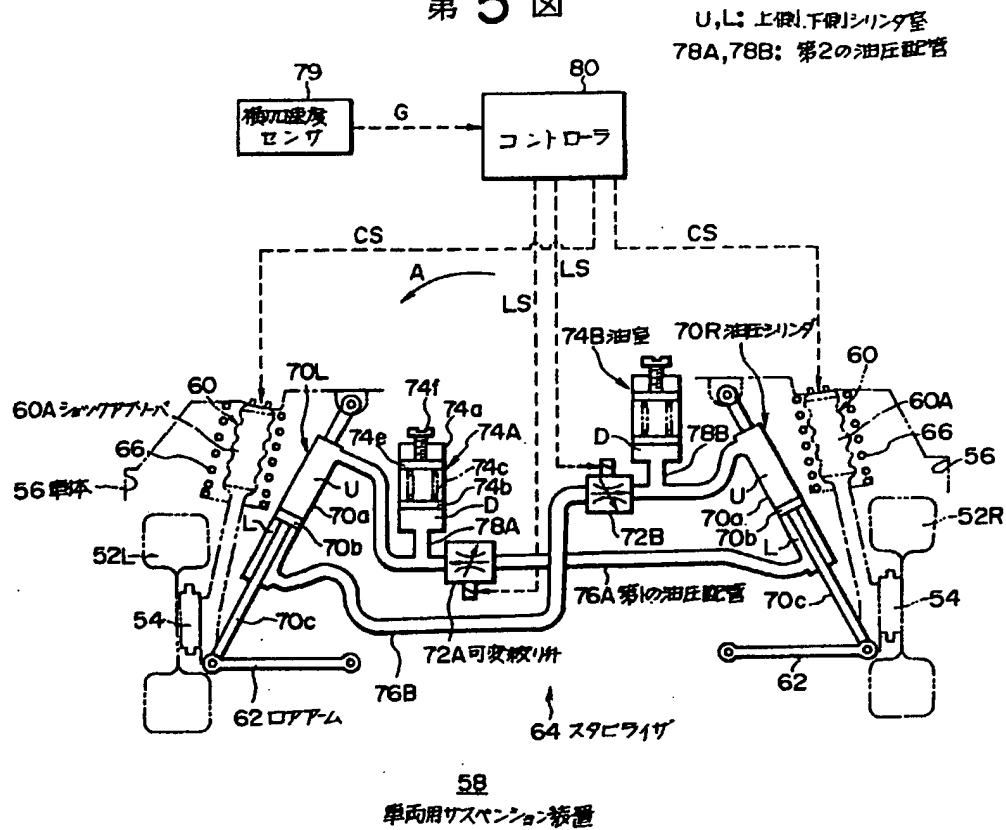


第1図(b)

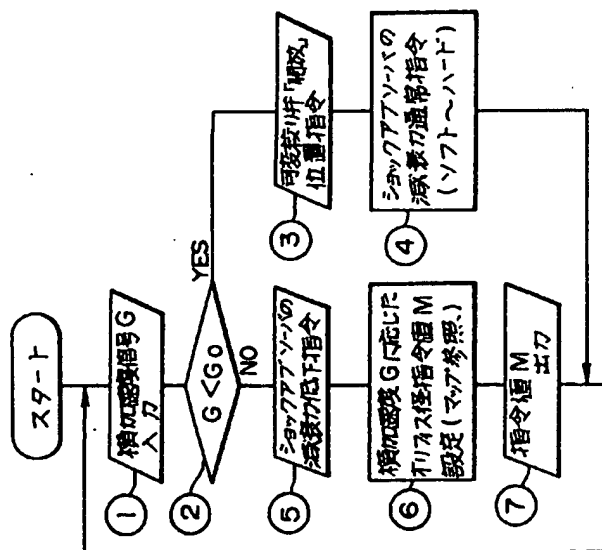




第5図



第6図



第7図

